

УДК 622.245.23

ДОВГОВІЧНІСТЬ ТРУБНИХ КОЛОН ЗА СКЛАДНОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

Р.В. Рачкевич, В.І. Слободян, В.М. Івасів, В.І. Артим

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,

e-mail: ruslanvr79@gmail.com

Метою статті є розроблення методу прогнозування довговічності трубних колон, враховуючи як нормальні, так і дотичні напруження в їх поперечному перерізі. Для розв'язання поставлених задач застосовували методи кінетичної теорії втоми та методи теорії міцності.

В результаті досліджень отримано трипараметричне рівняння кривої втоми, одним із аргументів якого є приведена до симетричного циклу навантажування величина еквівалентного напруження асиметричного циклу, що враховує як нормальну, так і дотичну компоненту внутрішніх зусиль у небезпечному перерізі.

Розрахунки свідчать, що зростання величини дотичних напружень у поперечному перерізі трубної колони при незмінному рівні нормальних, призводить до суттєвого зменшення довговічності. Так, для бурильних труб умовним діаметром 114 мм за величини нормального напруження 60 МПа втомна довговічність зменшується до дев'яти разів при зростанні дотичного напруження від 0 до 60 МПа. Обчислення, проведені для інших елементів бурильної колони, свідчать, що ця відмінність може сягати двадцяти п'яти разів.

Результати розрахунків також засвідчили, що вплив дотичних напружень на втомну довговічність менш відчутний на вищому рівні нормальних напружень. Так, при рівні нормального напруження 135 МПа у вже згаданому типорозмірі бурильних труб за того ж діапазону зміни дотичного напруження спостерігається зменшення довговічності до трьох разів.

Ключові слова: бурильна колона, еквівалентні напруження, довговічність.

Целью статьи является разработка метода прогнозирования долговечности трубных колонн с учетом как нормальных, так и касательных напряжений в их поперечном сечении. Для решения поставленных задач использовались методы кинетической теории усталости и методы теории прочности.

В результате исследований получено трехпараметрическое уравнение кривой усталости, одним из аргументов которого является приведенная к симметричному циклу нагрузки величина эквивалентного напряжения асимметричного цикла, которая учитывает как нормальную, так и касательную компоненту внутренних усилий в опасном сечении.

Расчеты показали, что рост величины касательных напряжений в поперечном сечении трубной колонны при неизменном уровне нормальных, приводит к существенному уменьшению долговечности. Например, для бурильных труб условным диаметром 114 мм при величине нормального напряжения 60 МПа усталостная долговечность уменьшается до девяти раз при росте касательного напряжения от 0 до 60 МПа. Вычисления, проведенные для других элементов бурильной колонны, показали, что разница может достигать двадцати пяти раз.

Результаты расчетов также показали, что влияние касательных напряжений на усталостную долговечность менее ощутимо на высшем уровне нормальных напряжений. Так, при уровне нормального напряжения 135 МПа в уже упомянутом типоразмере бурильных труб с тем же диапазоном изменения касательного напряжения наблюдается уменьшение долговечности до трех раз.

Ключевые слова: бурильная колонна, эквивалентные напряжения, долговечность.

The purpose of the article is to develop the method of predicting the pipe strings longevity, taking into account both normal and shear stresses in their cross section. To solve these objectives the methods of kinetic fatigue theory and theory of strength have been applied.

In the process of research the three-parameter equality of fatigue curve has been obtained, one parameter of which is a value of the asymmetric cycle equivalent stress resulted in the reversed stress cycle. This value takes into account both normal and shear stress component of internal forces in dangerous section.

The calculations have shown that the value increase of shear stresses in the pipe string cross section under the unchangeable level of normal stresses leads to the substantial decrease of longevity. For example, for pipe strings with 114 mm in diameter under the normal stress of 60 MPa, the fatigue life is reduced to 9 times under the growth of shear stress from 0 to 60 MPa. The calculations, conducted for other elements of a pipe string have shown that the difference can reach as high as 25 times.

The calculations results have also shown that the influence of shear stresses on the fatigue longevity is not so tangible at higher level of normal stresses. Under the level of normal stress of 135 MPa in the abovementioned standard size of drill strings with the same range of the shear stress change, there is the reduction of longevity to 3 times.

Key words: drill string, equivalent stresses, longevity.

Вступ

Трубні колони широко використовуються під час спорудження та експлуатації нафтогазових свердловин. За їх допомогою виконується

цілий ряд важливих технологічних операцій при видобуванні вуглеводнів. Наприклад, до функцій бурильної колони можна віднести створення осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, передачу крутного мо-

менту від обладнання на усті свердловини до породоруйнівного інструменту при роторному чи комбінованому способах буріння та прийняття реактивного моменту при бурінні вибійними двигунами і, насамкінець, забезпечення гідравлічного чи електричного каналів зв'язку між обладнанням на усті та вибої свердловини. Окрім цього, існує цілий ряд додаткових завдань, які пов'язані із проведенням протиправильних та геофізичних робіт.

Прийнявши до уваги зростаючі об'єми будівництва похило-скерованих та горизонтальних свердловин, варто відзначити, що трубні колони під час експлуатації зазнають дії широкого спектру зовнішніх навантажень. Наприклад, в поперечному перерізі бурильних колон виникають нормальні та дотичні напруження, що можуть стати причиною втомного чи корозійно-втомного руйнування. Наслідки таких відмов неминуче пов'язані із значними фінансовими та часовими затратами. Тому проблема дослідження втомної міцності та прогнозування довговічності трубних колон знаходиться в полі зору значної кількості науковців. Розглянемо більш детально деякі напрацювання за даним напрямком.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Для встановлення вигляду аналітичної залежності кількості циклів до настання критичного стану чи руйнування від напружень у небезпечному перерізі використовують різноманітні функції. Вони відрізняються за кількістю параметрів та визначаються або експериментальними, або теоретичними методами.

Одним із найбільш поширених методів залишається аналітичний опис кривої втоми залежністю із двома параметрами, які визначаються за результатами втомних випробувань [1 – 5]. Наприклад, щоб описати кінетику корозійно-втомного пошкодження елементів колони насосно-компресорних труб, автор роботи [1] застосував двопараметричне рівняння кривої втоми у вигляді

$$\lg(\sigma_{an}) = b \lg(N) + a, \quad (1)$$

де a і b – параметри рівняння, які визначаються за даними корозійно-втомних випробувань;

σ_{an} – зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу;

N – довговічність – кількість циклів до руйнування.

Крива втоми, яку було отримано, має вигляд (див. рис. 1).

В науковій праці [4] використано функціональну залежність кількості циклів до руйнування (N_k) від нормального напруження ($\sigma_{alt k}$) у степеневому вигляді

$$N_k = C_{SN} (\sigma_{alt k})^{-m_{SN}}, \quad (2)$$

де C_{SN} , m_{SN} – параметри рівняння кривої втоми, отримані для симетричного циклу навантаження.

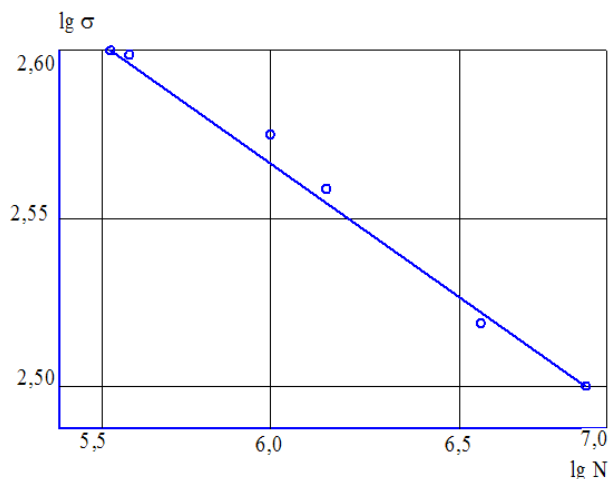


Рисунок 1 – Крива втоми різьбового з'єднання НКТ діаметром 89 мм

В графічному вигляді рівність (2) зображено на рисунку 2.

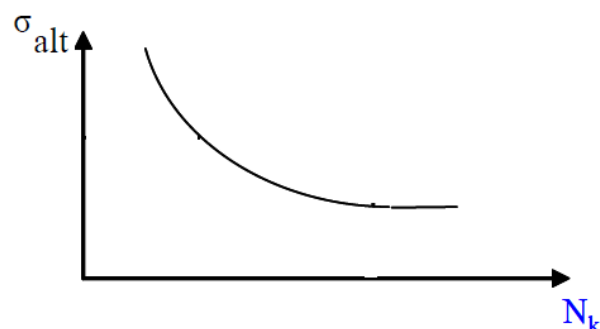


Рисунок 2 – Крива втоми різьбового з'єднання бурильної колони

Формулу, подібну до (1), можна зустріти також у роботах [6, 7]. Тут же, а також у працях [8 – 10], зазначено і про використання трипараметричного рівняння втоми, один із варіантів запису якого має вигляд

$$N = N_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{rR}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3)$$

де N – розрахункова довговічність;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

σ_{max} – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії;

σ_{rR} – частинне значення границі витривалості, що відповідає певній імовірності неруйнування;

V – параметр з розмірністю напруження.

Графічний вигляд функції (3) для зразків із сталі 40 ХН, що використовується для виготовлення елементів бурильних колон, наводиться в роботі [6] (див. рис. 3).

В науковій праці [11] наводиться формула для визначення кількості циклів до руйнування

$$\lg(N) = a + b_1 \lg(\sigma_r) + b_2 \lg(\sigma_m)^2, \quad (4)$$

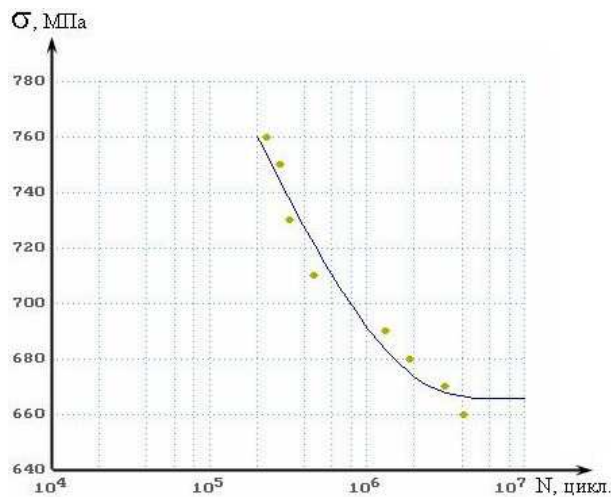


Рисунок 3 – Крива втоми зразків зі сталі 40 ХН за віднульового циклу навантаження

де σ_r , σ_m – середнє напруження та розмах напружень циклу відповідно;

a , b_1 , b_2 – константи, які отримуються за результатами випробувань повнорозмірних зразків бурильних труб.

Криві втоми для бурильних труб із зовнішнім діаметром 114 мм, побудовані за рівністю (4), відображені на рис. 4.

Автором наукового дослідження [6] запропоновано використання чотирьох параметрів для опису кінетики корозійно-втомного руйнування. Суть запропонованого підходу полягає у використанні рівняння (3) для верхньої гілки

кривої корозійної втоми в комбінації з розробленим рівнянням для нижньої гілки, параметром якого є коефіцієнт впливу корозійного чинника за низьких напружень (k).

В роботі [12] також наводиться формула для прогнозування циклічної довговічності із чотирма параметрами у такому вигляді

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c}, \quad (5)$$

де σ'_f , ε'_f , b , c – коефіцієнт втомної міцності, коефіцієнт пластичності при втомі, показник втомної міцності та показник пластичності при втомі відповідно.

Як зазначають автори [12], вищезгадані величини називаються циклічними властивостями матеріалу. Графічний вигляд залежності (5) зображено на рис. 5.

Втім, як видно із рівнянь (1) – (5), в наукових працях щодо дослідження втомної міцності бурильних та насосно-компресорних колон, не враховується вплив дотичних напружень на їх довговічність. В деяких роботах, зокрема [13], вказано, що впливом дотичних напружень можна знехтувати. До подібного висновку дійшов автор наукової праці [14]. В результаті експериментальних досліджень втомної міцності гладких зразків матеріалу бурильних труб групи міцності Д зазначено, що постійні напруження кручення не впливають на величину границі витривалості при симетричному циклі навантаження згином.

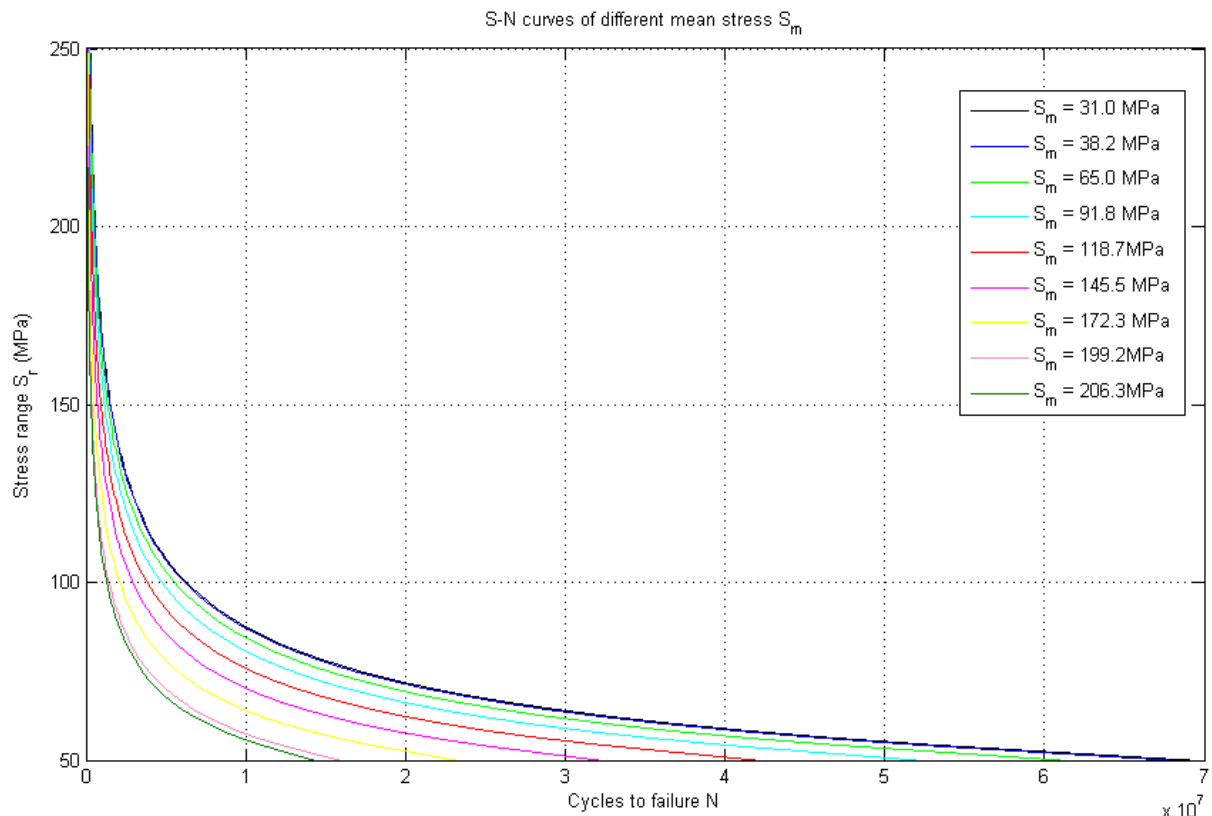


Рисунок 4 – Криві втоми для бурильних труб із зовнішнім діаметром 114 мм за різних режимів навантаження

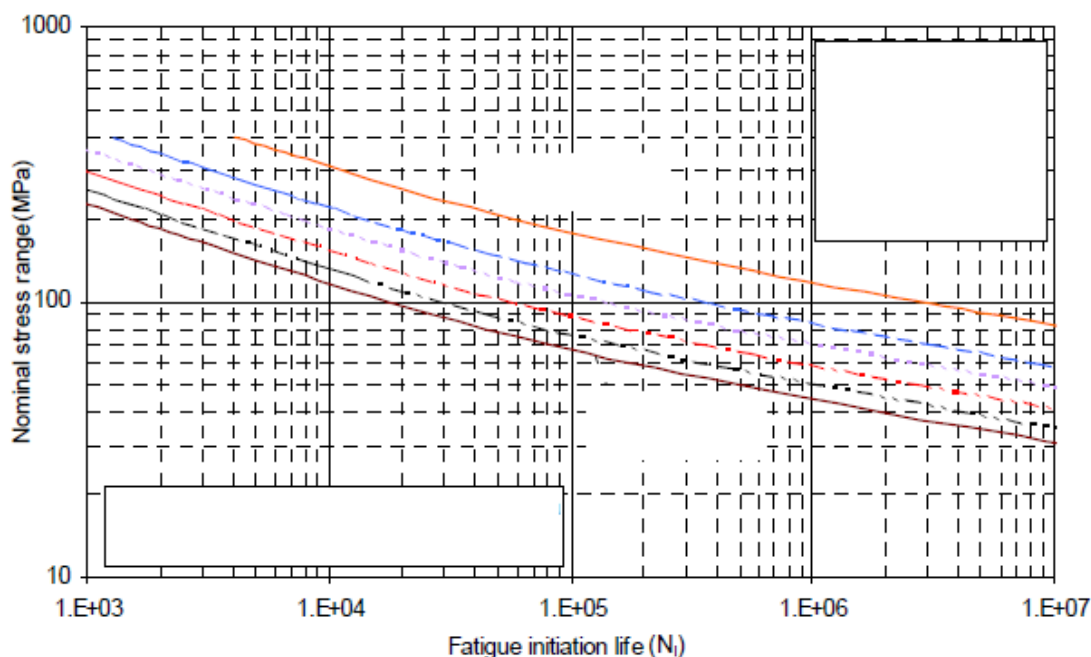


Рисунок 5 – Криві втоми для різьбових з'єднань NC26 за різних режимів навантажування

З іншого боку, в наукових працях, що присвячені загальному дослідженню втоми при дії складного навантаження [15 та ін.] вказується на суттєвий вплив дотичних напружень на довговічність експериментальних зразків. Зокрема, в роботі [8] досліджено циклічну міцність сталей 45 та 40Х в умовах одночасної дії циклічного згину і статичного кручення. При проведенні експериментальних досліджень введено спеціальний коефіцієнт α , який рівний відношенню величини дотичного напруження в небезпечному перерізі до нормального і приймався рівним 0; 0,25; 0,5; 0,75 та 1,0. В результаті встановлено факт зменшення границі витривалості в залежності від величини співвідношення α . Додатково зазначено, що причиною цього є збільшення головних напружень в небезпечному перерізі лабораторних зразків. Варто згадати, що сталі 45 та 40Х, окрім іншого, використовуються для виготовлення елементів бурової колони.

Висвітлення не вирішених раніше частин загальної проблеми

Проаналізувавши викладений вище матеріал, можемо сказати, що вирішення задач, пов'язаних із досягненням мети даної статті, найбільш повно подано в роботі [8]. Авторами для кожної величини коефіцієнта α побудовано криву втоми, яка описується трипараметричним рівнянням у вигляді, подібному до (3), де одним із аргументів функції довговічності є нормальне напруження в небезпечному перерізі. Втім, такий підхід не дає можливості прогнозувати довговічність елементів трубних колон при довільній величині відношення дотичного напруження в небезпечному перерізі до нормального. Саме вирішенню вказаної задачі присвячено дану статтю.

Цілі статті

Метою даного дослідження є розроблення методу прогнозування довговічності трубних колон з врахуванням як нормальних, так і дотичних напружень. Зокрема, необхідно отримати трипараметричне рівняння кривої втоми, одним із аргументів якого є приведена до симетричного циклу навантажування величина еквівалентного напруження асиметричного циклу, яка враховує як нормальну, так і дотичну компоненту внутрішніх зусиль у небезпечному перерізі.

Основний матеріал

Для прогнозування довговічності трубної колони скористаємося *трипараметричним рівнянням втоми*, яке було запропоноване Є.К. Почтенним [9, 10] та використане в роботі [6] стосовно бурових труб. Як один з аргументів функції довговічності використаємо деяку величину η_{eqv} , яку назовемо *еквівалентним напруженням приведенного до симетричного асиметричного циклу навантажування*, враховуючи як нормальні, так і дотичні напруження в *поперечному перерізі трубної колони*. Відтак рівняння Є.К. Почтенного набуде вигляду

$$N = N_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\eta_{eqv} - \sigma_{rr}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\},$$

де N – розрахункова довговічність;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

σ_{rr} – частинне значення границі витривалості, що відповідає певній імовірності неруйнування;

V – параметр з розмірністю напруження.

Величина η_{eqv} може бути визначена на основі формул, що отримані в науковій праці [6]

$$\eta_{eqv} = \eta_{max} \left(1 - \frac{(1-\psi)(1+R)}{2} \right), \text{ при } R \leq 0,$$

$$\eta_{eqv} = \sigma_{\theta} \psi_1 \left(\frac{1+\psi}{1+\psi_1} \right), \text{ при } R > 0,$$

де ψ – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу навантажування (0,35...0,8);

ψ_1 – розрахунковий коефіцієнт, який визначається за формулою [6]

$$\psi_1 = \frac{\eta_{max}(1-R)}{2\sigma_{\theta} - \eta_{max}(1+R)},$$

де σ_{θ} – границя міцності матеріалу трубної колони;

η_{max} – еквівалентне максимальне напруження циклу експлуатаційного навантаження;

R – коефіцієнт асиметрії циклу навантажування.

Величини η_{max} та R відповідно можна розрахувати за рівностями

$$\eta_{max} = \eta_m + \eta_a,$$

$$R = \frac{\eta_m - \eta_a}{\eta_{max}},$$

де η_a , η_m – еквівалентна амплітуда напружень та еквівалентне середнє напруження при складному навантаженні.

Для визначення η_a , η_m скористаємося так званим *узагальненим критерієм* [15], згідно із яким можна записати такі формули

$$\eta_a = \chi_a \sigma_{ia} + (1 - \chi_a) \sigma_{1a}, \quad (6)$$

$$\eta_m = \chi_m \sigma_{im} + (1 - \chi_m) \sigma_{1m},$$

де χ_a , χ_m – безрозмірні коефіцієнти;

σ_{ia} , σ_{im} – інтенсивності амплітуди напружень та середнього напруження;

σ_{1a} , σ_{1m} – головні амплітудні та середні напруження.

Величини χ_a , χ_m рівні [15]

$$\chi_a = 1,37 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1 \right),$$

$$\chi_m = 1,37 \left(\frac{\sigma_p}{\tau_p} - 1 \right),$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – відповідно границі втомної міцності при симетричному циклі навантаження матеріалу трубної колони;

σ_p , τ_p – відповідно границі міцності при розтязі матеріалу трубної колони.

Як зазначено в роботі [15], допускається прийняти

$$\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \approx \frac{\sigma_p}{\tau_p},$$

отже, $\chi_a \approx \chi_m$. Це суттєво зменшує кількість необхідних експериментальних досліджень.

Загалом рівність для визначення інтенсивності напружень має вигляд [15]

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2},$$

де σ_1 , σ_2 , σ_3 – головні напруження, що діють на поверхнях елемента.

Для визначення величин σ_1 , σ_2 , σ_3 розглянемо ділянку трубної колони 1, на яку діє осьова сила F , згинальний M та крутний T моменти (див. рис. 6 а). Великою внутрішнього тиску від дії промивальної рідини знехтуємо. Виділимо із цієї ділянки елемент 2, на гранях якого будуть діяти напруження, вказані на рис. 6 б).

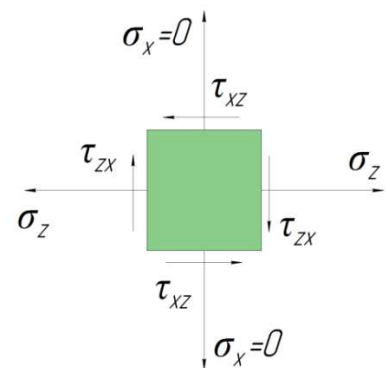
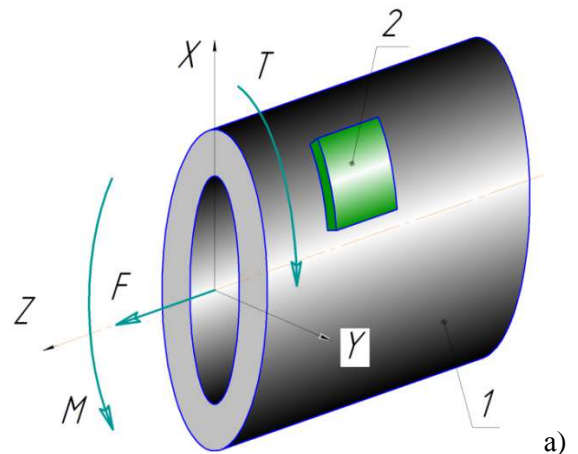


Рисунок 6 – Напружений стан елемента стінки трубної колони

В даному випадку елемент зазнає плоского напружено-деформованого стану, відтак головне напруження σ_2 приймемо рівним нулю. Два інші можна визначити за формулою [15]:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2}, \quad (7)$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2}. \quad (8)$$

Оскільки не враховується внутрішній тиск промивальної рідини, напруження σ_x дорівнюватиме нулю. Відтак рівності (7) та (8) можна записати у вигляді

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_z}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{xz}^2},$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_z}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{xz}^2}.$$

Величина σ_z визначається в залежності від того, яке еквівалентне напруження слід обчислити. Якщо проводиться розрахунок еквівалентної амплітуди за формулою (6), то

$$\sigma_z = \sigma_{32} = \frac{M r}{I},$$

де σ_{32} – нормальне напруження в поперечному перерізі трубної колони від згину;

M – згинальний момент в поперечному перерізі трубної колони;

r – радіус трубної колони;

I – момент інерції навколо однієї із головних осей поперечного перерізу.

Для визначення середнього еквівалентного напруження формула для σ_z набуде вигляду:

$$\sigma_z = \sigma_p = \frac{Q}{A},$$

де σ_p – нормальне напруження в поперечному перерізі трубної колони від розтягу;

Q – осьова сила розтягу;

A – площа поперечного перерізу трубної колони.

Дотичне напруження τ_{xz} згідно із законом парності дотичних напружень [15] рівне τ_{zx} , а отже, може бути визначене за залежністю

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \frac{T r}{I_p},$$

де T – крутний момент, що діє на трубку колону;

I_p – полярний момент інерції поперечного перерізу трубної колони.

Використовуючи розроблений метод, було проаналізовано вплив дотичних напружень у поперечному перерізі елементів бурової колони на їх довговічність. Вихідні дані для розрахунку відображено в таблиці 1 [7].

Нормальні напруження в досліджуваному поперечному перерізі трубної колони від розтягу визначалися за відстані від останнього до нейтрального перерізу, рівної 1500 м, що є характерним для свердловин прикарпатського регіону. Мінімальні нормальні напруження згину задавалися з умови перевищення діючим еквівалентним напруженням середнього значення границі витривалості для відповідного елемента бурової колони. Максимальні дотичні напруження визначали, виходячи із величини крутного моменту 10 кНм. Вибір такого значення обумовлений істотними величинами моментів опору, які виникають при обертанні долота та бурової колони у похило-скерованих та горизонтальних свердловинах. Остаточні результати розрахунків подано у таблицях 2–4.

В графічній інтерпретації результати таблиць 2–4 матимуть вигляд, представлений на рис. 7.

Висновки

Як бачимо з таблиць 2–4, зростання нормального напруження від мінімальної до максимальної величини без врахування впливу дотичного знижує довговічність проаналізованих елементів бурової колони: ТБВ 114×10Д – у 9 разів; ТБВ 140×11Л – у 166 разів; 3-121 бурового замка ЗШ-146 – утричі. За максимальної величини дотичного напруження вказані величини будуть відповідно рівними 3, 24 та 2.

З іншого боку, за мінімальної величини нормального напруження зростання дотичної складової від мінімуму до максимуму призводить до такого зменшення довговічності: для різьби ТБВ 114×10Д – у 9 разів, різьби ТБВ 140×11Л – у 25 разів, замкової різьби 3-121 – удвічі. За максимальної величини нормального напруження вплив дотичної складової на величину довговічності стає дещо меншим. Для різьби ТБВ 114×10Д отримано відмінність у 3 рази, різьби ТБВ 140×11Л – у 4 рази, замкової різьби 3-121 – менше, ніж удвічі.

З викладеного вище бачимо, що дотичні напруження суттєво зменшують довговічність елементів бурової колони. Так, проведений розрахунок свідчить, що за фіксованої амплітуди нормальних напружень довговічність елементів бурової колони, обчислена без врахування дотичних та із їх врахуванням, може відрізнитися від 2 до 25 разів. Отримані результати також свідчать, що взаємодія нормальної та дотичної складової напруження на довговічність є більш відчутним на низьких рівнях напружень, які більш часто зустрічаються в експлуатаційних умовах.

Особливістю запропонованого методу є те, що для прогнозування довговічності певного елемента трубної колони за складного напруженого стану достатньо мати параметри кривої втоми, отримані за результатами випробувань при дії в небезпечному перерізі тільки нормальних напружень. Дотичну компоненту враховують шляхом використання як одного із аргументів рівняння кривої втоми еквівалентного напруження, отриманого згідно із узагальненим критерієм міцності. Так, наприклад, при максимальному нормальному напруженні циклу 235 МПа і відсутності дотичного еквівалентного напруження дорівнюватиме також 235 МПа. Якщо ж згадані напруження становитимуть 235 і 60 МПа відповідно, величина еквівалентного збільшиться на 25 % і дорівнюватиме 312 МПа.

Таблиця 1 – Характеристики втомної міцності елементів бурильної колони

Типи елементів бур. колони (середовище)	Середнє значення границі витривалості σ_{rR} , МПа	Кут нахилу кривої V, МПа	Базове число циклів N_0	Границя міцності σ_e , МПа
ТБВ114х10Д (бур. розчин)	81,77	58,6	$4,6 \cdot 10^5$	637
ТБВ140х11Л	53,87	20,78	$1,01 \cdot 10^7$	784
3-121 (повітря)	112,7	267	$4,2 \cdot 10^5$	980

Таблиця 2 – Результати розрахунку довговічності різьбового з'єднання ТБВ 114х10Д (ГОСТ 631-75) при двовісному напруженому стані

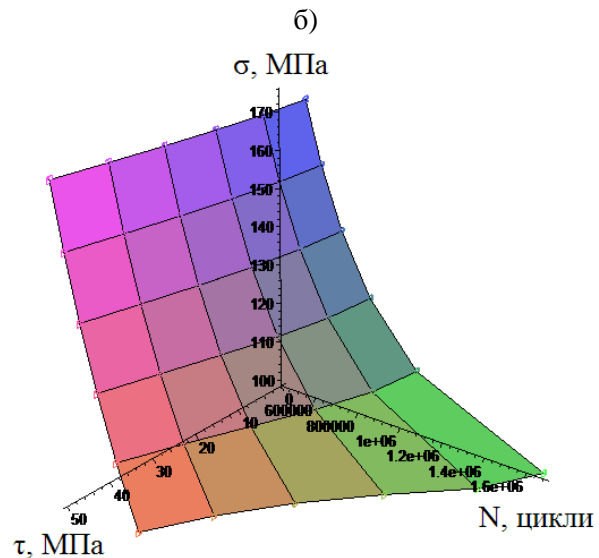
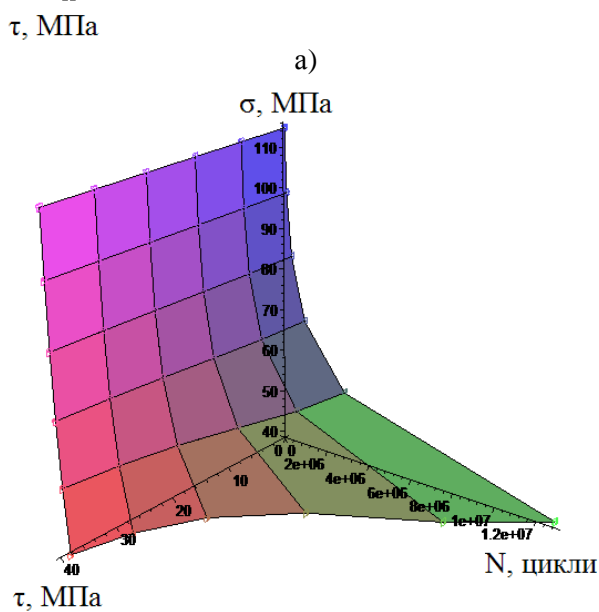
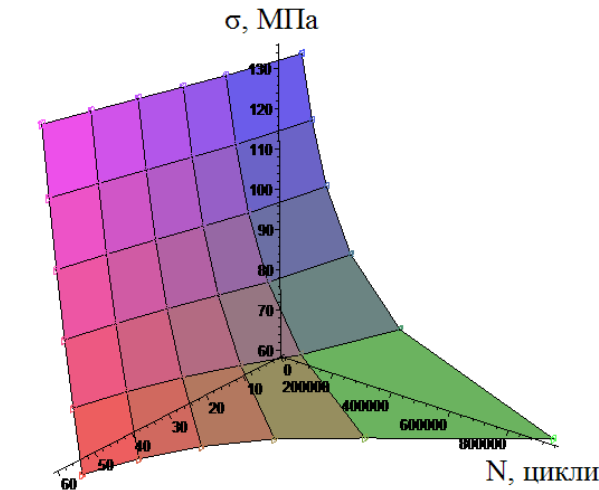
Величина дотичних напружень τ , МПа	Величина нормальних напружень σ , МПа					
	$\sigma = 60$	$\sigma = 75$	$\sigma = 90$	$\sigma = 105$	$\sigma = 120$	$\sigma = 135$
$\tau = 0$	954723	451482	278587	191090	140479	104796
$\tau = 20$	556944	340833	228294	162918	122295	92586
$\tau = 30$	371127	256982	183449	135760	104049	79999
$\tau = 40$	246959	185955	140368	107727	84442	66076
$\tau = 50$	165266	131749	104023	82482	66068	52628
$\tau = 60$	111202	92282	75484	61544	50271	40728

Таблиця 3 – Результати розрахунку довговічності різьбового з'єднання ТБВ 140х11Л (ГОСТ 631-75) при двовісному напруженому стані

Величина дотичних напружень τ , МПа	Величина нормальних напружень σ , МПа					
	$\sigma = 40$	$\sigma = 55$	$\sigma = 70$	$\sigma = 85$	$\sigma = 100$	$\sigma = 115$
$\tau = 0$	12926564	3070944	1054387	401060	161324	78058
$\tau = 8$	9654194	2687792	959389	372076	151476	73737
$\tau = 16$	5164373	1866749	732070	298988	125859	62330
$\tau = 24$	2481662	1102915	483028	211558	93475	47506
$\tau = 32$	1140606	587053	285112	134617	62924	33002
$\tau = 40$	510205	291839	154933	78648	38975	21153

Таблиця 4 – Результати розрахунку довговічності замкової різьби 3-121 бурильного замка ЗШ-146 (ГОСТ 5286-75) при двовісному напруженому стані

Величина дотичних напружень τ , МПа	Величина нормальних напружень σ , МПа					
	$\sigma = 100$	$\sigma = 115$	$\sigma = 130$	$\sigma = 145$	$\sigma = 160$	$\sigma = 175$
$\tau = 0$	1683014	1106097	881750	743072	644060	567995
$\tau = 10$	1550451	1073823	865107	732540	636691	562515
$\tau = 20$	1309288	992622	820336	703383	615965	546951
$\tau = 30$	1094124	891505	758821	661387	585291	523514
$\tau = 40$	923433	790702	691302	612791	548611	494864
$\tau = 50$	789163	698965	624740	562430	509299	463420



а) ТБВ 114×10Д (ГОСТ 631-75);

б) ТБВ 140×11Л (ГОСТ 631-75);

в) 3-121 бурильного замка ЗШ-146 (ГОСТ 5286-75)

Рисунок 7 – Поверхні втоми елементів бурильної колони, отримані з врахуванням величини нормальних та дотичних напружень у небезпечному перерізі

1 Василюшин В.Я. Підвищення працездатності різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» / Василюшин Віталій Ярославович; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2013. – 20 с.

2 Vaisberg O. Fatigue of drillstring: state of the art / O. Vaisberg, O. Vincke, G. Perrin etc. // Oil & Gas Science and Technology. – 2002. – No 1 (Vol. 57). – pp. 7 – 37.

3 Veidt M. Design and application of a drill pipe fatigue test facility / M. Veidt, A. Berezovski // SIF2004 Structural Integrity and Fracture (26 – 29 September), Brisbane. – 2004. – pp. 367–375.

4 Vincke O. A new drillstring fatigue supervision system / O. Vincke, D. Averbuch, S. Tollet etc. // SPE / IADC Drilling conference (20–22 February), Amsterdam. – 2007. – pp. 1–8.

5 Braun M. Fatigue assessment of threaded riser connections / M. Braun. – Norwegian University of Science and Technology, 2014. – 78 p.

6 Артим В.І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти та газу. Рукопис: Автореферат дис. на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2010. – 36 с.

7 Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / Під заг. ред. В. В. Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988. – Т. 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / Під ред. В. І. Похмурського, Є. І. Крижанівського. – Львів-Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. – 1193 с.

8 Почтенный Е.К. Исследование циклической прочности сталей 45 и 40Х в условиях совместного действия циклического изгиба и статического кручения / Е.К. Почтенный, Е.С. Стайченко // Проблемы прочности. – 1973. – № 8. – С. 114 – 116.

9 Почтенный Е.К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложение / Е.К. Почтенный. – Минск: Наука и техника, 1973. – 216 с.

10 Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей / Е.К. Почтенный. – Минск: Наука и техника, 1983. – 246 с.

11 Jiahao Zheng. Fatigue estimation of drill-string and drill-pipe threaded connection subjected to random loading / Zheng Jiahap. – Newfoundland: Memorial University of Newfoundland, 2015. – 125 p.

12 Sungkon H. Fatigue analysis of drillstring threaded connections / H. Sungkon, M. Knight, F.P. Brennan etc // Proceedings of the thirteenth International Offshore and Polar Engineering Conference (25 – 30 May), Honolulu. – 2003. – pp. 202 – 208.

13 Янтурин А.Ш., Осин Г.С., Подалов Ю.А., Папировский В.Л. Некоторые вопросы аварийности буровых труб // Э.И. Машины и нефтяное оборудование, – М., 1984. – Вып.10. – С. 12-15.

14 Земсков Г.В. О пределе выносливости материала буровых труб группы прочности Д при сложном нагружении / Г.В. Земсков // Нефтяное хозяйство. – 1972. - № 7. – С. 9 – 11.

15 Писаренко Г.С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г.С. Писаренко, А.А. Лебедев. – К.: Наукова думка, 1976. – 416 с.; ил.

Стаття надійшла до редакційної колегії

30.11.16

Рекомендована до друку

професором Карнашем М.О.

(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)

професором Майстренком А.Л.

(Інститут надтвердих матеріалів

ім. В. М. Бакуля НАН України, м. Київ)